

PATENT ABSTRACTS OF JAPAN

(11)Publication number : 2001-295682

(43)Date of publication of application : 26.10.2001

(51)Int.Cl.

F02D 29/04
 E02F 9/20
 E02F 9/22
 F02D 29/00
 F02D 29/02
 F03C 1/26
 F03C 1/36
 F16H 61/42
 F16H 61/46

(21)Application number : 2000-113926 (71)Applicant : HITACHI CONSTR MACH CO LTD

(22)Date of filing : 14.04.2000 (72)Inventor : ICHIMURA KAZUHIRO
TATENO YOSHIHIRO

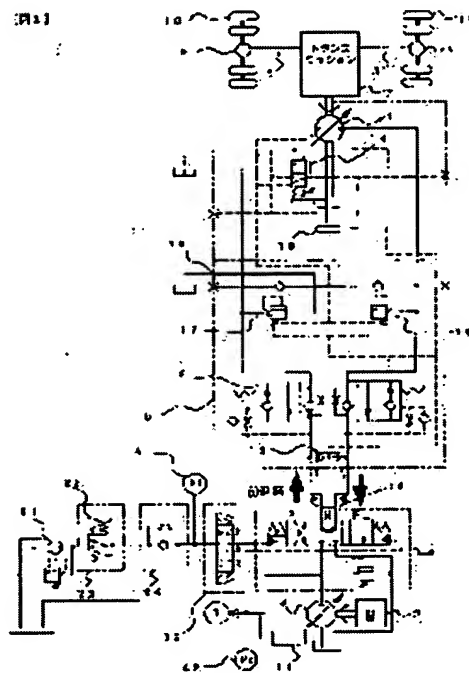
(54) HYDRAULIC TRAVELING VEHICLE

(57)Abstract:

PROBLEM TO BE SOLVED: To restrain variation in vehicle speed without conducting pump inclination in conducting the inclination control, in which when a traveling load is more than a designated value, the motor inclination is increased, and the high horse power operation control in which the engine rotating speed is increased under a prescribed condition.

SOLUTION: In the case where the high horse power operation mode is set, when the traveling pressure is more than a designated value and an accelerator pedal 22 is operated fully, the rotating speed of the engine is increased, and the inclination of a hydraulic motor 1 is increased. Accordingly, when the engine rotating speed is increased, the motor inclination is

increased simultaneously, so that the variation in vehicle speed can be prevented, without having to reduce the flow of the pump 3. Thus, a pump regulator 11 can be constructed simply to conduct only the horse power control.



LEGAL STATUS

[Date of request for examination]

[Date of sending the examiner's decision of rejection]

[Kind of final disposal of application other than the examiner's decision of rejection or application converted registration]

[Date of final disposal for application]

[Patent number]

[Date of registration]

[Number of appeal against examiner's decision of rejection]

[Date of requesting appeal against examiner's decision of rejection]

[Date of extinction of right]

Copyright (C); 1998,2003 Japan Patent Office

* NOTICES *

JPO and NCIPi are not responsible for any damages caused by the use of this translation.

1. This document has been translated by computer. So the translation may not reflect the original precisely.
2. **** shows the word which can not be translated.
3. In the drawings, any words are not translated.

CLAIMS

[Claim(s)]

[Claim 1] The variable-capacity hydraulic pump driven by the prime mover, and a pump ***** means to adjust ***** of said variable-capacity hydraulic pump, The variable-capacity hydraulic motor driven by the pressure oil breathed out from said variable-capacity hydraulic pump, If the driving pressure force of said variable-capacity hydraulic motor becomes beyond the predetermined value defined beforehand A motor ***** means to fluctuate ***** of said variable-capacity hydraulic motor according to the driving pressure force, A mode setting means to set up the Takama force operation mode, and a rotational frequency accommodation means to adjust the rotational frequency of said prime mover, If predetermined conditions are satisfied at the time of the Takama force operation mode, when it will have a rotational frequency increase-in-quantity means to increase the quantity of the prime-mover rotational frequency adjusted with said rotational frequency accommodation means according to said driving pressure force and the quantity of said prime-mover rotational frequency will be increased by said rotational frequency increase-in-quantity means, The oil pressure transit car characterized by constituting said motor ***** means and said rotational frequency increase-in-quantity means so that said ***** may be increased by said motor ***** means.

[Claim 2] Said rotational frequency increase-in-quantity means is an oil pressure transit car characterized by making the rotational frequency of said prime mover increase so that the rotational frequency of the variable-capacity hydraulic motor may become fixed even if ***** of said variable-capacity hydraulic motor is adjusted with said motor ***** means in the oil pressure transit car of claim 1.

[Claim 3] It is the transit oil pressure car which is equipped with a detection means to detect the vehicle speed, in the transit oil pressure car of claims 1 or 2, and is characterized by said rotational frequency increase-in-quantity means restricting the rotational frequency of said prime mover according to said detected vehicle speed so that the vehicle speed detected with said detection means may not exceed the full speed set up beforehand.

[Claim 4] In a transit oil pressure car according to claim 1 to 3, it has a transit mode setting means to set up transit mode. Said rotational frequency increase-in-quantity means The transit oil pressure car characterized by increasing the quantity of the prime-mover rotational frequency adjusted with said rotational frequency accommodation means according to said driving pressure force if said predetermined conditions are satisfied when the Takama force operation mode is not set up and said transit mode is set up.

[Translation done.]

* NOTICES *

JPO and NCIPi are not responsible for any damages caused by the use of this translation.

1. This document has been translated by computer. So the translation may not reflect the original precisely.
2. **** shows the word which can not be translated.
3. In the drawings, any words are not translated.

DETAILED DESCRIPTION

[Detailed Description of the Invention]

[0001]

[Industrial Application] This invention relates to oil pressure transit cars, such as a wheel mounted hydraulic excavator.

[0002]

[Description of the Prior Art] From the former, a setup of the transit Takama force operation mode which performs the Takama force operation at the time of transit is enabled with the wheel mounted hydraulic excavator. In this operation mode, on condition that a transit load is [that full actuation of the accelerator pedal is carried out, and] beyond a predetermined value, the specified quantity increase in quantity of the prime-mover rotational frequency is carried out, and output horsepower becomes large.

[0003] Moreover, the wheel mounted hydraulic excavator of this kind former The variable-capacity hydraulic pump driven by the prime mover, and the pump regulator which adjusts ***** of a variable-capacity hydraulic pump and carries out horsepower control so that the load of an actuator may not exceed the horsepower of a prime mover, The variable-capacity hydraulic motor driven by the pressure oil breathed out from a variable-capacity hydraulic motor, It has the motor regulator which will enlarge ***** of a variable-capacity hydraulic motor if a motorised pressure becomes beyond a predetermined value, and the prime-mover rotational frequency adjustment which increases the quantity of a prime-mover rotational frequency when the conditions of the Takama force operation are satisfied. In this wheel mounted hydraulic excavator, when the quantity of a prime-mover rotational frequency is increased by the Takama force operation, vehicle speed control which makes pump **** small so that the vehicle speed may not increase is also performed.

[0004]

[Problem(s) to be Solved by the Invention] However, it is necessary to perform in parallel horsepower control which adjusts ***** according to the pump discharge pressure mentioned above, and vehicle speed control which sets the vehicle speed constant at the time of the above-mentioned Takama force operation. In order to realize this control, the proportionality solenoid valve which controls a pump regulator, the **** sensor which detects pump ****, the controller which controls these are needed, and there is a problem which cost increases.

[0005] In performing the **** control which enlarges motor ***** , and the Takama force operation control which increases the quantity of a prime-mover rotational frequency under predetermined conditions, when a transit load is beyond a predetermined value, the purpose of this invention is to offer the oil pressure transit car which can control fluctuation of the vehicle speed, without performing pump **** control.

[0006]

[Means for Solving the Problem] It matches with the drawing of the gestalt of operation and this invention is explained.

(1) The variable-capacity hydraulic pump 3 which drives an oil pressure transit car according to claim 1 by the prime mover 2, A pump ***** means 11 to adjust ***** of the variable-capacity hydraulic pump 3, The variable-capacity hydraulic motor 1 driven by the pressure oil breathed out from the variable-capacity hydraulic pump 3, If the driving pressure force of the variable-capacity hydraulic motor 1 becomes beyond the predetermined value defined beforehand Motor *****

means 14 and 15 to adjust ***** of the variable-capacity hydraulic motor 1 according to the driving pressure force, A mode setting means 56 to set up the Takama force operation mode, and a rotational frequency accommodation means 53 to adjust the rotational frequency of a prime mover 2, If predetermined conditions are satisfied at the time of the Takama force operation mode, when it will have a rotational frequency increase-in-quantity means 50 to increase the quantity of the prime-mover rotational frequency adjusted with the rotational frequency accommodation means 53 and the quantity of a prime-mover rotational frequency will be increased by the rotational frequency increase-in-quantity means 50, The motor ***** means 14 and 15 and the rotational frequency increase-in-quantity means 50 are constituted, and this attains the purpose mentioned above so that ***** may be increased by the motor ***** means 14 and 15.

(2) An oil pressure transit car according to claim 2 is characterized by making the rotational frequency of a prime mover 2 increase so that the rotational frequency increase-in-quantity means 50 may become fixed [the rotational frequency of the variable-capacity hydraulic motor 1], even if ***** of the variable-capacity hydraulic motor 1 is adjusted with the motor ***** means 14 and 15 in the oil pressure transit car of claim 1.

(3) It is characterized by restricting the rotational frequency of a prime mover 2 according to the detected vehicle speed so that an oil pressure transit car according to claim 3 may be equipped with a detection means 59 to detect the vehicle speed, in the transit oil pressure car of claims 1 or 2 and the rotational frequency increase-in-quantity means 50 may not exceed the full speed to which the vehicle speed detected with the detection means 43 is set beforehand.

An oil pressure transit car according to claim 4 is equipped with a transit mode setting means 58 to set up transit mode, in a transit oil pressure car according to claim 1 to 3. (4) The rotational frequency increase-in-quantity means 50 If the above-mentioned predetermined conditions are satisfied when the Takama force operation mode is not set up and transit mode is set up, it will be characterized by increasing the quantity of the prime-mover rotational frequency adjusted with the rotational frequency accommodation means 53 according to the driving pressure force.

[0007]

[Function] If the pumping pressure force becomes beyond a predetermined value, ***** of a hydraulic motor 1 will be increased. On the other hand, if the Takama force operation mode is set up and predetermined conditions are satisfied, the quantity of the rotational frequency of a prime mover 2 will be increased. Fluctuation of the vehicle speed can be controlled without also increasing motor ***** and reducing a pump flow rate, when the quantity of a prime-mover rotational frequency is increased. Consequently, a pump ***** means can be made into the easy structure of performing only horsepower control.

[0008] In addition, although drawing of the gestalt of operation was used by the term of above-mentioned The means for solving a technical problem explaining the configuration of this invention in order to make this invention intelligible, thereby, this invention is not limited to the gestalt of operation.

[0009]

[Embodiment of the Invention] The case where this invention is applied to a wheel mounted hydraulic excavator by drawing 1 - drawing 9 is explained. A wheel mounted hydraulic excavator carries a revolving superstructure possible [revolution] on a transit object, and attaches a working-level month attachment in this revolving superstructure. The variable-capacity hydraulic motor 1 for transit driven by the transit hydraulic circuit shown in a transit object at drawing 1 is formed.

[0010] As shown in drawing 1 , the direction and flow rate are controlled by the control valve 4, and the discharged oil from the main pump 3 driven with an engine (prime mover) 2 is supplied to the transit motor 1 through the brake bulb 6 having the counter balance bulb 5. Transmission 7 is connected with the output shaft of the transit motor 1. Rotation of the transit motor 1 drives a tire 10 through transmission 7, a driveshaft 8, and an axle 9, and a wheel mounted hydraulic excavator runs.

[0011] the ***** volume (***** and ***** -- or it is also only called *****) of a main pump 3 is adjusted with a regulator 11 according to a pump discharge pressure. The torque limitation section is prepared in a regulator 11, a pump discharge pressure is fed back to this torque limitation section, and the so-called horsepower control is performed. Horsepower control is the so-called P-q_p control

as shown in drawing 2 , and the pump ***** volume is controlled so that the load determined to a pump discharge pressure and the pump ***** volume does not exceed engine power. Moreover, the maximum **** limit section is prepared in a regulator 11, and the maximum stream flow of a main pump 3 is determined by this maximum **** limit section.

[0012] The pump regulator 11 is always equipped with the spring which energizes a pump cam plate in the maximum **** limit section. If the above-mentioned feedback pumping pressure force is led to a regulator 11, the spring force will be resisted, a cam plate will drive and pump ***** will be reduced along the P-q_p diagram of drawing 2 . In the field below P_c, a cam plate is restricted in the maximum **** limit section, and, as for pump ****, the pumping pressure force serves as maximum **** q_{pmax}.

[0013] As for a control valve 4, the change-over direction and amount of strokes are controlled by the pilot pressure from a pilot circuit. The travel speed of a car is controllable by adjusting this amount of strokes. A pilot circuit has the pilot pump 21, the transit pilot valve 23 which generates a secondary pilot pressure according to treading in of an accelerator pedal 22, the slow return bulb 24 which follows this pilot valve 23 and is delayed in the return oil to a pilot valve 23, and the pre-go-astern change-over bulb 25 which follows this slow return bulb 24 and chooses advance of a car, go-astern, and neutrality. This pre-go-astern change-over bulb 25 is a solenoid operated directional control valve switched by the ** switch before and after mentioning later.

[0014] The pre-go-astern change-over bulb 25 shows the condition that neutrality (N location) and the transit pilot valve 23 are not operated, therefore drawing 1 has a control valve 4 in a center valve position, and the return car has stopped the pressure oil from a main pump 3 on the tank. The pre-go-astern change-over bulb 25 is switched to advance (F location) or go-astern (R location), and if an accelerator pedal 22 is broken in and operated, the secondary pilot pressure according to the amount of treading in will occur. The pilot pressure generated in proportion to actuation of an accelerator pedal 22 is outputted through the pre-go-astern change-over bulb 25 as an advance side pilot pressure oil and a go-astern side pilot pressure oil, and acts on the pilot port of a control valve 4. A control valve 4 switches in the amount of strokes according to a pilot pressure. The discharged oil from a main pump 3 is led to the transit motor 1 via a control valve 4, a center joint 12, and the brake bulb 6 by the change of a control valve 4, the transit motor 1 drives, and a wheel mounted hydraulic excavator runs. A transit pilot pressure oil is detected by the pressure sensor 41 of drawing 1 , and is outputted as a pilot pressure signal P_t mentioned later.

[0015] The transit motor 1 is equipped with the self-***** controlling mechanism, and as shown in drawing 3 (a) which is the characteristic ray Fig. showing the relation between the pumping pressure force P_p and motor ***** q_m, the pumping pressure force fluctuates motor ***** q_m between q_{mmax} and q_{mmin} between P_{p1}-P_{p2} depending on the pumping pressure force. The volume is made small and it drives with a high speed and low torque as the pressure will become high, the volume is enlarged, it drives with a low speed and quantity torque and driving pressure becomes low, if driving pressure becomes beyond a predetermined value. Driving pressure acts on the control piston 14 of the transit motor 1, and the servo piston 15 from the shuttle bulb 13. The transit driving pressure force is detected and outputted with a pressure sensor 42 as pumping pressure force P_p. As mentioned later, the pumping pressure force in which the quantity of an engine speed begins to be increased at the time of the Takama force operation mode is also P_{p1}.

[0016] If an accelerator pedal 22 is detached during transit, the transit pilot valve 23 will intercept the pressure oil from the pilot pump 21, and the exit port will be opened for free passage with a tank. Consequently, the pressure oil which was acting on the pilot port of a control valve 4 returns to a tank through the pre-go-astern change-over bulb 25, the slow return bulb 24, and the transit pilot valve 23. Since a return oil is extracted by drawing of the slow return bulb 24 at this time, a control valve 4 switches to a center valve position gradually. If a control valve 4 switches to a center valve position, supply of the pressure oil (driving pressure) to return and the transit motor 1 will be intercepted to a tank, and, as for the discharged oil from a main pump 3, the counter balance bulb 5 will also switch to the center valve position of illustration.

[0017] In this case, a car body continues transit with the inertial force of a car body, the transit motor 1 changes to a pump action from a motor operation, and the B port side in drawing serves as regurgitation [an inhalation side and A port side]. Since the pressure oil from the transit motor 1 is

extracted by drawing (neutral diaphragm) of the counter balance bulb 5, the pressure between the counter balance bulb 5 and the transit motor 1 rises, and it acts on the transit motor 1 as brake pressure. Thereby, the transit motor 1 generates braking torque and makes a car body brake. If inhalation oil quantity runs short during a pump action, the transit motor 1 will be supplemented with oil quantity from the makeup port 16. As for brake pressure, the maximum pressure is regulated with relief valves 17 and 18.

[0018] Since the return oil of relief valves 17 and 18 is led to the inlet side of the transit motor 1, it becomes a closed circuit inside a motor and there is a possibility of an actuation oil temperature rising and having a bad influence on a device during relief. Therefore, the pressure oil of a small flow rate was missed from the neutral diaphragm of the counter balance bulb 5, and it led to the control valve 4, and within a control valve 4, A and a B port were opened for free passage (A-B free passage), the circulator returned to transit motor 1 inlet side was formed again, and the actuation oil temperature is cooled.

[0019] When the accelerator pedal 22 is detached on the downward slope, like the time of the moderation mentioned above, a hydraulic brake is generated, and a hill is gone down to inertia transit, making a car brake. At the time of driving down slope, even when the accelerator pedal 22 is being broken in and operated, the counter balance bulb 5 operates, and oil pressure brake pressure is generated so that it may become the motor rotational speed (travel speed) according to the input flow rate from the main pump 3 to the transit motor 1.

[0020] The activity attachment of a wheel mounted hydraulic excavator consists of a boom, an arm, and a bucket. The object for arms, the object for booms, and the pilot control lever for buckets are prepared in the driver's cabin. Drawing 4 shows the boom hydraulic circuit on behalf of the activity attachment hydraulic circuit. If the boom control lever 31 is operated, the control valve 33 for booms of an oil pressure pilot change-over type will switch with the pressure decompressed with the pressure reducing pressure control valve (pilot valve) 32 according to the control input, the discharged oil from a main pump 3 will be led to a boom cylinder 34 through a control valve 33, and a boom will go up and down by telescopic motion of a boom cylinder 34. If the boom control lever 31 is operated to a boom raising side, a boom raising pilot pressure oil will be supplied to the bottom side of a boom cylinder 34, and if it is operated to a boom lowering side, a boom lowering pilot pressure oil will be supplied to the rod side of a boom cylinder 34.

[0021] Although illustration is omitted in drawing 1 and drawing 4, the boom lever 31, and the arm lever, bucket lever and revolution lever other than an accelerator pedal 22 were prepared, and it has the reducing valve (pilot valve) which carries out the regurgitation of the pilot pressure oil according to the control input of each lever, the control valve switched by the regurgitation pilot pressure oil, respectively, and the actuator driven by the pressure oil from a control valve like the boom lever 31.

[0022] Drawing 5 is the block diagram of the control circuit which controls an engine speed, and each device is controlled by the controller 50 which consists of CPUs etc. The centrifugal spark advancer 51 of an engine 2 is connected to a pulse motor 53 through a link mechanism 52, and the rotational frequency of an engine 2 is controlled by rotation of a pulse motor 53. That is, a rotational frequency rises by normal rotation of a pulse motor 53, and it falls by inversion. Rotation of this pulse motor 53 is controlled by the control signal from a controller 50. A potentiometer 54 is connected to a centrifugal spark advancer 51 through a link mechanism 52, this potentiometer 54 detects the centrifugal-spark-advancer lever include angle according to the engine speed of an engine 2, and it is inputted into a controller 50 as engine control engine-speed N_{θ} . The potentiometer 55 which orders it the target engine speed floor line according to the manual operation of fuel lever 55a prepared in the driver's cabin again, the switch 56 which orders it the Takama force operation mode, the pre-go-astern change-over switch 57 which carries out the change command of the pre-go-astern change-over bulb 25 in N, F, and R location, and the brake switch 58 are connected to the controller 50, respectively.

[0023] The brake switch 58 is switched to transit, an activity, and a parking location, and outputs activity/transit signal. If switched to a transit location, a parking brake is canceled and actuation of a service brake is permitted by the brake pedal. If switched to an activity location, a parking brake and a service brake will be operated. A parking brake will be operated if switched to a parking location.

[0024] Moreover, in drawing 5, the pilot pressure sensor 41 which detects the transit pilot pressure

Pt, the pumping pressure force sensor 42 which detects the pumping pressure force Pp which is transit driving pressure force, and the speed sensor 43 which detects the vehicle speed are connected to the controller 50, respectively. The guide of the speedometer of a driver's cabin is detected according to the vehicle speed detected with the speed sensor 43.

[0025] Drawing 6 is a conceptual diagram explaining the detail of a controller 50. A function generator 501 outputs the target engine speed Nt for transit proportional to the amount of accelerator pedal treading in, a function generator 502 outputs the working-level month target engine speed Nda proportional to the amount of accelerator pedal treading in, and a function generator 503 outputs the target engine speed Ndl proportional to the control input of fuel lever 55a.

[0026] That is, a function generator 501, 502 outputs the transit target rotational frequency Nt and the activity accelerator target rotational frequency Nda which become settled with the functions (rotational frequency property) L1 and L2 which matched the target rotational frequency of a pilot pressure Pt and an engine 2 detected by the transit pilot pressure sensor 41. A function generator 503 outputs the activity lever target engine speed Ndl which becomes settled with the function (engine-speed property) L3 which matched the target engine speed of the Signal floor line and the engine 2 depending on the control input of fuel lever 55a.

[0027] The target rotational frequency Nt by the target rotational frequency property L1 for transit accelerators outputted from a function generator 501 and the target rotational frequency Nda by the target rotational frequency property L2 for activity accelerators outputted from a function generator 502 are chosen with the selecting switch 504 switched with the brake switch 58. A selecting switch 504 is switched by activity/transit signal outputted from the brake switch 58. That is, a selecting switch 504 chooses a property L1, when the brake switch 58 is switched to the transit location, and when the activity location is switched, it chooses a property L2. The target engine speed chosen with the selecting switch 504 is inputted into the highest selection circuit 507, and is compared with the target engine speed Ndl by the property L3 for fuel levers outputted from a function generator 503. The highest selection circuit 507 chooses the larger one among 2 inputs.

[0028] With reference to drawing 7, properties L1-L3 are explained to a detail. A property L1 is a target rotational frequency property for transit of having been suitable for transit depending on the amount of treading in of an accelerator pedal 22, and a property L2 is a working-level month target rotational frequency property of having been suitable for the activity depending on the amount of treading in of an accelerator pedal 22. The excavation work for which an activity uses a working-level month attachment is said. The property L1 has become steeper [the standup of a target rotational frequency, i.e., an inclination,] than L2, and idle rpm Ntid and the maximum engine speed Ntmax of a property L1 are highly set up, respectively from idle rpm Ndid and the maximum engine speed Ndamax of a property L2. A property L3 is a working-level month rotational frequency property of having been suitable for the activity depending on the control input of fuel lever 55a. While properties L2 and L3 make equal the variation of an engine speed [as opposed to / incline, namely, / a control input], idle rpm Ndid and the target rotational frequency Ntmax to full actuation are made equal. And the Takama force operation mode was set up at the time of transit and an activity accelerator, and when full actuation of the accelerator pedal 22 was carried out, it was made only for delta N to increase the quantity of a rotational frequency, only when a load pressure is beyond a predetermined value.

[0029] In drawing 6, when the Takama force service condition is satisfied, the target rotational frequency outputted from the highest selection circuit 507 is added in rotational frequency increase-in-quantity part deltaN and the summation point 508 which are outputted from the rotational frequency correction value operation part 506, and is inputted into the servo control section 509 as a target rotational frequency Ny.

[0030] The discharge pressure Pp of the hydraulic pump 3 which is the output of a pressure sensor 42 is inputted into the rotational frequency correction value operation part 506, and rotational frequency increase-in-quantity deltaN according to a discharge pressure Pp is outputted to it. This engine-speed correction value deltaN is outputted to a summation point 508, when the switch 510 has closed. A function generator 511 outputs a high-level signal, when [at which an accelerator pedal 22 and fuel lever 55a were operated beyond the predetermined value] carried out at the time, for example, full actuation. If the Takama force operation mode switch 56 is turned on by the

operator, and full actuation of the accelerator pedal 22 is carried out and a high-level signal is outputted from a function generator 511, AND gate 512 will output a high-level signal, and will close a switch 510.

[0031] To be shown in drawing 6, the target engine-speed command value N_y outputted from a summation point 508 is compared with control engine-speed N_{θ} equivalent to the amount of displacement of the centrifugal-spark-advancer lever detected by the potentiometer 54 in the servo control section 509, and a pulse motor 53 is controlled so that both are in agreement according to the procedure shown in drawing 8.

[0032] In drawing 8, the target rotational frequency command value N_y and control rotational frequency N_{θ} are first read at step S21, respectively, and it progresses to step S22. At step S22, it stores in memory by making the result of $N_{\theta} - N_y$ into the rotational frequency difference A , and judges whether it is $|A| \geq K$ in step S23 using the criteria rotational frequency difference K defined beforehand. If it will progress to step S24 if affirmed, and it judges whether it is the rotational frequency difference $A > 0$ and it becomes $A > 0$, control rotational frequency N_{θ} is larger than the target rotational frequency command value N_y , that is, since the control rotational frequency is higher than a target rotational frequency, in order to lower an engine speed, the signal which orders it a motor inversion at step S25 is outputted to a pulse motor 53. A pulse motor 53 is reversed by this and the rotational frequency of an engine 2 falls.

[0033] On the other hand, if it becomes $A \leq 0$, control rotational frequency N_{θ} is smaller than the target rotational frequency command value N_y , that is, since the control rotational frequency is lower than a target rotational frequency, in order to raise an engine speed, the signal which orders it motor normal rotation at step S26 is outputted. Thereby, a pulse motor 53 rotates normally and the rotational frequency of an engine 2 rises. If step S23 is denied, it will progress to step S27, a motor stop signal will be outputted, and, thereby, the rotational frequency of an engine 2 will be held at constant value. If steps S25-S27 are performed, it will return to beginning.

[0034] It explains still more concretely about actuation of the prime-mover revolving-speed-control equipment constituted as mentioned above. In drawing 6, the target rotational frequency N_t to which a selecting switch 504 is set by the target rotational frequency property $L1$ with the brake switch 58 is chosen at the time of transit. At the time of transit, since fuel lever 55a is being fixed to the minimum actuated valve position, the target rotational frequency N_y outputted from a summation point 508 is target rotational frequency $N_t +$ rotational frequency increase-in-quantity ΔN by the property $L1$. Even if turned on at the time, when [at which the high power operation mode switch 56 is turned off] full actuation of the accelerator pedal 22 is not carried out, or when the pumping pressure force P_p is less than one predetermined value P_{p1} , it is $\Delta N = 0$, and it is target rotational frequency $N_y = N_t$.

[0035] If the discharge pressure P_p of the hydraulic pump 3 detected with the pressure sensor 42 exceeds the predetermined value P_{p1} (drawing 3, drawing 6) when the high power operation mode switch 56 is turned on and full actuation of the accelerator pedal 22 is carried out, rotational frequency correction value ΔN according to the pressure P_{p1} will be outputted from a function generator 506.

[0036] therefore -- if full actuation of the accelerator pedal 22 is carried out and load pressures P_p are one or more predetermined values P_p , when the Takama force operation mode is set up -- the target engine-speed command value N_y -- the target engine speed N_t -- ΔN -- it becomes high, and the actual engine speed of an engine 2 also rises according to it, and the amount of discharge flow of a hydraulic pump 3 increases it.

[0037] On the other hand, as shown in drawing 3 (a), ***** of the hydraulic motor 1 for transit is minimum **** q_{min} until the pumping pressure force P_p amounts to P_{p1} , and if the pumping pressure force P_p exceeds the predetermined value P_{p1} , motor ***** q_m will increase according to the pumping pressure force. Therefore, in an one or more- P_p field, transit torque becomes [the pumping pressure force P_p] large according to the pumping pressure force. Moreover, when full actuation of the accelerator pedal 22 is carried out at the time of the Takama force operation mode and the pumping pressure force P_p is set to one or more $P_p(s)$, even if ΔN increase in quantity of the engine speed is carried out, there is no possibility of accelerating the vehicle speed an increased part, and transit operability improves.

[0038] Next, if it puts in another way when setting fuel lever 55a as the minimum actuated valve position at the time of an activity and adjusting an engine speed with an accelerator pedal 22, the time of an activity accelerator will be explained. At the time of an activity, the target rotational frequency N_{da} to which a selecting switch 504 is set in the target rotational frequency property L2 by the brake switch 58 is chosen. Since fuel lever 55a is being fixed to the minimum actuated valve position, the target rotational frequency N_y outputted from a summation point 508 is target rotational frequency $N_{da} + \text{rotational frequency increase-in-quantity } \Delta N$ by the property L2. Even if turned on at the time, when [at which the high power operation mode switch 56 is turned off] full actuation of the accelerator pedal 22 is not carried out, or when the pumping pressure force P_p is less than one predetermined value P_p , it is $\Delta N=0$, and it is target rotational frequency $N_y=N_{da}$.

[0039] If the discharge pressure P_p of the hydraulic pump 3 detected with the pressure sensor 42 exceeds the predetermined value P_{p1} (drawing 3 (a), drawing 6) when the high power operation mode switch 56 is turned on and full actuation of the accelerator pedal 22 is carried out, rotational frequency correction value ΔN according to the pressure P_{p1} will be outputted from a function generator 506. Therefore, if predetermined conditions are ready also at the time of an activity accelerator, the Takama force operation will be performed.

[0040] The case where an engine speed is adjusted by fuel lever 55a at the time of an activity is explained. A selecting switch 504 chooses the target rotational frequency N_{dl} set up in the target rotational frequency property L2 with the brake switch 58 at the time of an activity. A function generator 503 outputs the target rotational frequency N_{dl} according to the control input of fuel lever 55a. The target rotational frequency N_y which the target rotational frequency N_{da} outputted from a selecting switch 504 is idle rpm N_{did} unless an accelerator pedal 22 is operated, and is outputted from a summation point 508 is the target rotational frequency N_{dl} by the property L3. At the time of the Takama force operation mode, ΔN increase in quantity of the engine speed is carried out with having mentioned above by the same conditions.

[0041] Thus, with the gestalt of this 1st operation, if accelerator pedal full actuation which is the conditions of the Takama force operation then is performed while starting the increment in motor *****, if the motorised pressure P_p is set to one or more $P_p(s)$, when the pumping pressure force P_p is set to one or more $P_p(s)$, increase in quantity of an engine speed will also be started. Therefore, the pump regulator 11 is made into the easy structure of performing horsepower control with the spring which opposes the pumping pressure force, and can plan cost reduction.

[0042] That is, as conventionally shown in drawing 9, the motor **** start point P_{s1} and the engine-speed increase-in-quantity start point P_{s2} ($<P_{s1}$) by the motorised pressure P_p differed from each other. Therefore, when engine-speed increase in quantity was started for the pumping pressure force P_p exceeding the predetermined value P_{s2} , the control which makes pump **** small was indispensable so that the rotational frequency of a hydraulic motor might change and it might not accelerate the vehicle speed. With this point and the gestalt of the operation explained above, as shown in drawing 3 (a) and (b), both the motor **** modification initiation pressure and the engine accelerating initiation pressure were set to P_{p1} . For this reason, since it accelerates an engine speed even if motor **** increases, if compared with the former, fluctuation of the rotational frequency of a hydraulic motor, i.e., fluctuation of the vehicle speed, can be made small, and it is not necessary to adjust pump ****. Therefore, as mentioned above, structure of a pump regulator is made to an easy thing, and cost reduction becomes possible.

[0043] In the gestalt of the above operation, although the quantity of an engine speed will also be increased if motor **** control starts in one or more $P_p(s)$, even if the motorised pressure P_p adjusts the both sides of motor **** and an engine speed, it is desirable that a degree type (1) determines increase-in-quantity part ΔN of an engine speed so that engine-speed fluctuation of a hydraulic motor 1, i.e., vehicle speed fluctuation, may serve as zero. In addition, although the vehicle speed detected with the speed sensor 43 in this case is used, speedometers are equipped standardly with the speed sensor 43 in the wheel mounted hydraulic excavator.

[0044]

[Equation 1] $\Delta N = (Vdt/qm) - N_{\theta}$ (1)

However, N_{θ} is an engine control rotational frequency detected by the sensor 54. Vdt is the vehicle speed detected with a speed sensor 43, when the pumping pressure force P_p is P_{p1} . qm is

motor **** after an increment and is expressed with a degree type from drawing 3 .

[Equation 2] $q_m = q_{mmin} + \{(P_p - P_{p1}) \times (q_{mmax} - q_{mmin}) / (P_{p1} - P_{p2})\}$

[0045] In addition, control same [without using the vehicle speed detected with the speed sensor] can also be performed. That is, velocity component ΔV changed [increment / of motor **** when the pumping pressure force P_p exceeds P_{p1} / part / Δq_m and / of an engine speed / increased] by q_p , then Δq_m in ΔN and pump **** at this time is [Equation 3]. $\Delta V = q_p \times \Delta N / \Delta q_m$ (2)

It is come out and expressed. (2) It is [Equation 4] when ΔV is set with zero in a formula. $\Delta N = \Delta q_m / q_p$ (3)

It is expressed. Therefore, a **** sensor detects pump **** q_p in the pumping pressure force it is weak to Δq_m , and ΔN is computed from (3) types with Δq_m computed from drawing 3 .

[0046] Furthermore, in case ΔN is computed by the above-mentioned (1) formula or (3) formulas and the quantity of an engine speed is increased, it is desirable to apply a limit so that the vehicle speed detected with a speed sensor 43 may not exceed the highest vehicle speed (legal full speed) V_{max} defined beforehand. In addition, the change gear ratio of transmission was disregarded by the above (1) and (2) formulas.

[0047] In addition, the switch 601 and the high-level signal output circuit 602 which are switched by the transit mode signal may be prepared between the Takama force operation mode switch 56 and AND gate 512 like drawing 10 . That is, even when the Takama force operation mode switch 56 has forgotten to be operated at the time of transit by switching a switch 601 to the high-level signal output circuit 602 side with a transit signal, the same engine-speed increase-in-quantity control as the Takama force operation mode can be realized.

[0048] Although the increment initiation pressure of motor **** and the engine-speed increase-in-quantity initiation pressure at the time of the Takama force operation mode were made into the same pressure P_{p1} above, it is not necessary to make the above-mentioned initiation pressure the same strictly in the range which can permit the effect of the vehicle speed fluctuation accompanying increase in quantity of an engine speed. Moreover, although the example which sets up an engine target engine speed according to the control input of an accelerator pedal or a fuel lever was shown above, this invention is applicable also to what sets up an engine target engine speed with an up-and-down switch. Moreover, this invention is applicable to oil pressure transit cars other than a wheel mounted hydraulic excavator similarly.

[0049] the gestalt of the above operation -- setting -- a regulator 11 -- a pump ***** means -- an oil hydraulic cylinder 15 etc. -- a motor ***** means -- the rotational frequency correction value operation part 506 of a controller 50 etc. constitutes a rotational frequency increase-in-quantity means, and the Takama force operation mode switch 56 constitutes [a pulse motor 53 etc.] a mode setting means for a rotational frequency accommodation means, respectively. Moreover, the brake switch 58 is a transit mode setting means, and the transit signal outputted from the brake switch 58 is a transit mode signal.

[0050]

[Effect of the Invention] If increase in quantity of a prime-mover rotational frequency is performed in the Takama force operation according to this invention as explained above, the increment in motor ***** depending on a transit load will also be performed. Therefore, fluctuation of the vehicle speed can be prevented, without motor *****'s also becoming large and reducing a pump flow rate at the same time the quantity of an engine speed is increased. Consequently, a pump ***** means can be made into the easy structure of performing only horsepower control. If it carries out like especially invention of claim 2, vehicle speed fluctuation will be mostly made to zero. Moreover, according to invention of claim 3, legal full speed can be certainly restricted at the time of the Takama force operation. Furthermore, if it carries out like invention of claim 4, even when the Takama force operation mode has forgotten to be set up, transit mode setting can realize increase-in-quantity control of a prime-mover rotational frequency.

[Translation done.]

* NOTICES *

JPO and NCIPI are not responsible for any damages caused by the use of this translation.

1. This document has been translated by computer. So the translation may not reflect the original precisely.
2. **** shows the word which can not be translated.
3. In the drawings, any words are not translated.

DESCRIPTION OF DRAWINGS

[Brief Description of the Drawings]

[Drawing 1] The oil pressure circuit diagram of the wheel mounted hydraulic excavator concerning the gestalt of operation

[Drawing 2] The P-qp diagram of the variable-capacity hydraulic pump of drawing 1

[Drawing 3] The P-qm diagram of the variable-capacity hydraulic motor of drawing 1

[Drawing 4] Drawing showing a boom circuit among activity machine hydraulic circuits

[Drawing 5] Drawing explaining the control circuit which controls an engine speed

[Drawing 6] Drawing explaining the detail of the control circuit shown in drawing 5

[Drawing 7] The graph explaining the rotational frequency property set up by the accelerator pedal and the fuel lever

[Drawing 8] The flow chart which shows the control procedure of an engine speed

[Drawing 9] Drawing explaining the property of conventional pumping pressure force P-motor **** qm, and the property of pumping pressure force P-rotational frequency increase-in-quantity deltaN

[Drawing 10] The block diagram showing other examples of the controller of drawing 6

[Description of Notations]

1: Hydraulic motor for transit 2: Engine

3: Variable-capacity hydraulic pump 4: Control valve

22: Accelerator pedal 41 42: Pressure sensor

50: Controller 53: Pulse motor

55: Potentiometer 55a: Fuel lever

56: Takama force operation mode selecting switch

58: Brake switch

501-503: Function generator 509: Servo control section

506: Rotational frequency correction value operation part 508: Adder

[Translation done.]

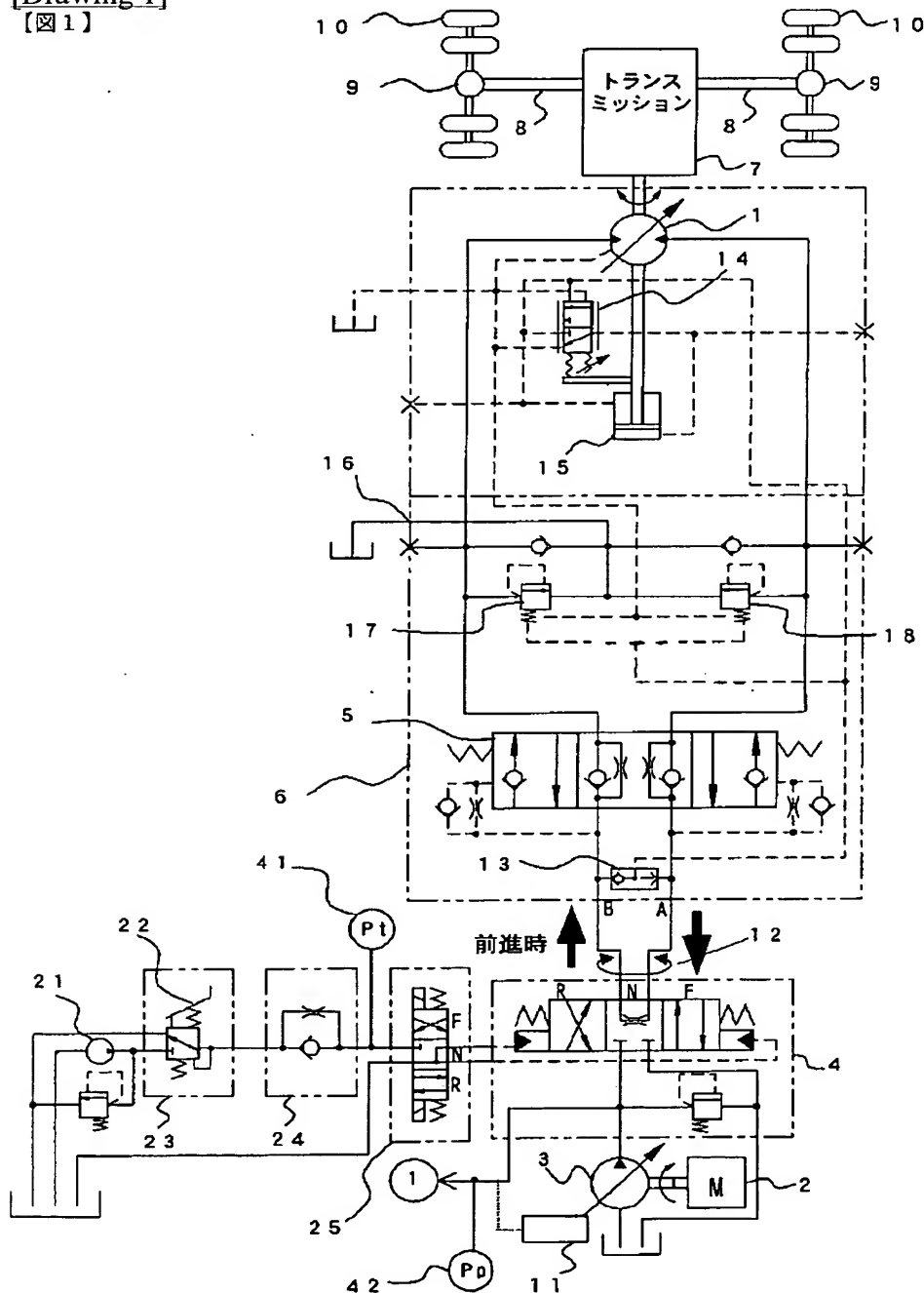
* NOTICES *

JPO and NCIPi are not responsible for any damages caused by the use of this translation.

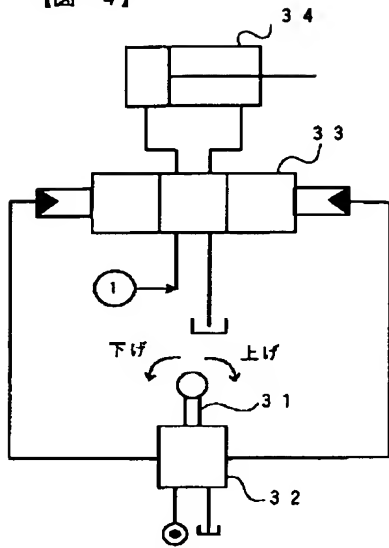
1. This document has been translated by computer. So the translation may not reflect the original precisely.
2. **** shows the word which can not be translated.
3. In the drawings, any words are not translated.

DRAWINGS

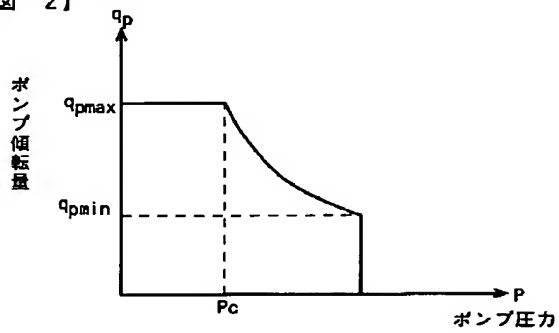
[Drawing 1]



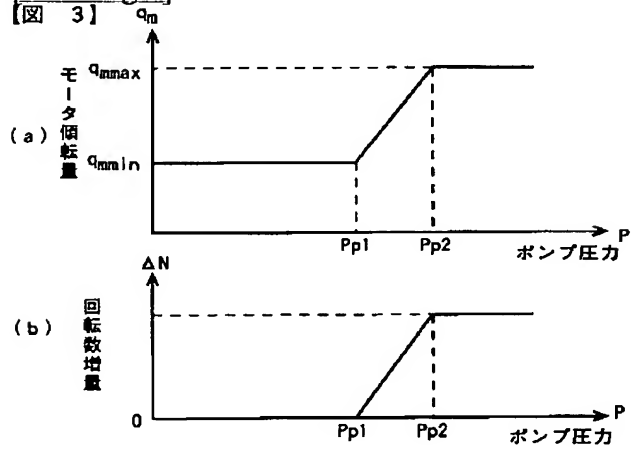
[Drawing 4]
【図 4】



[Drawing 2]
【図 2】

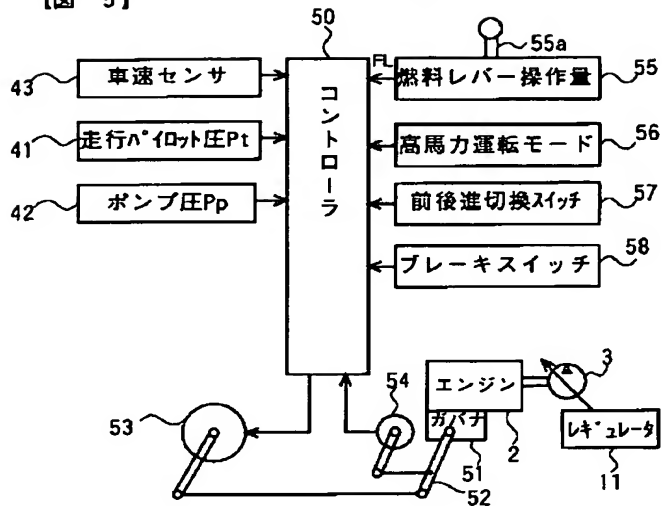
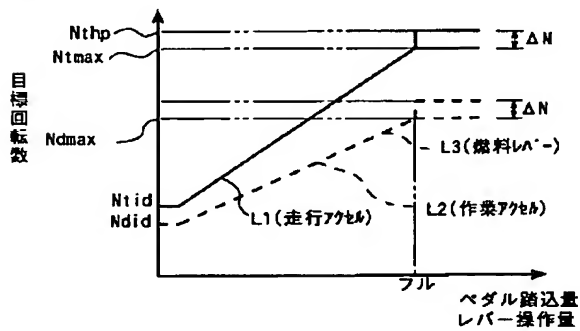
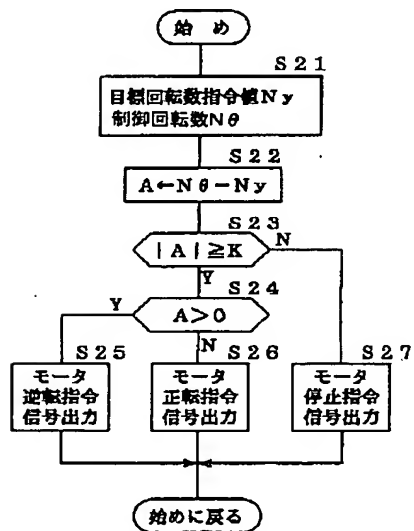


[Drawing 3]
【図 3】



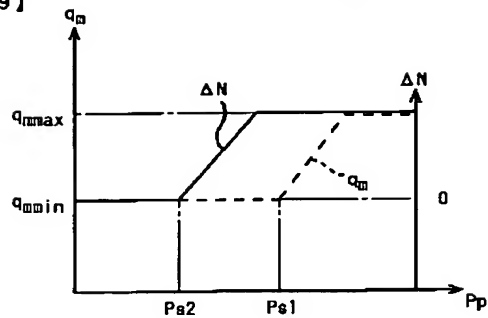
[Drawing 5]

【図 5】

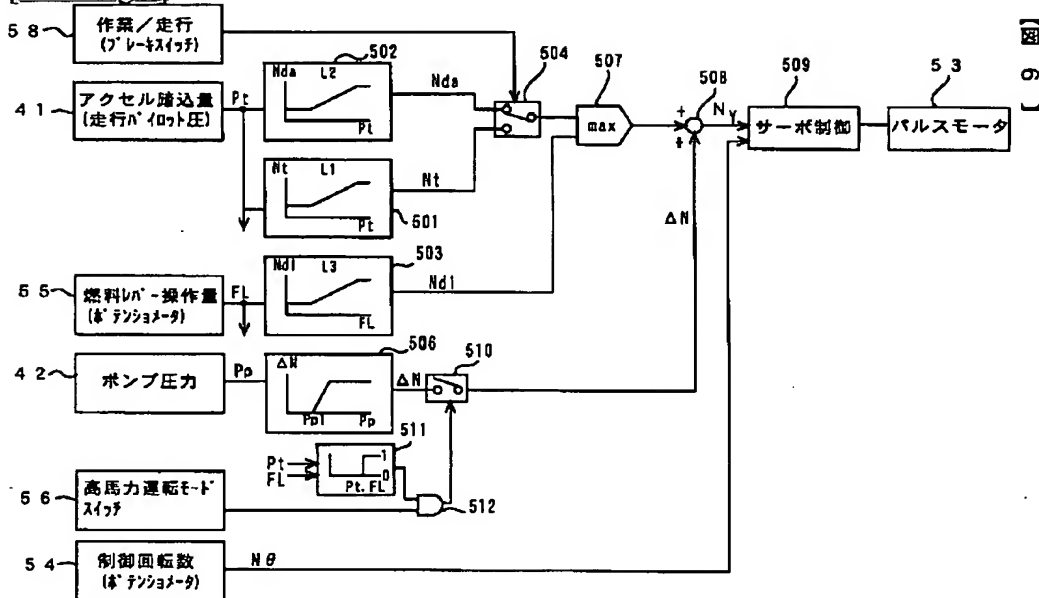
[Drawing 7]
【図 7】[Drawing 8]
【図 8】

[Drawing 9]

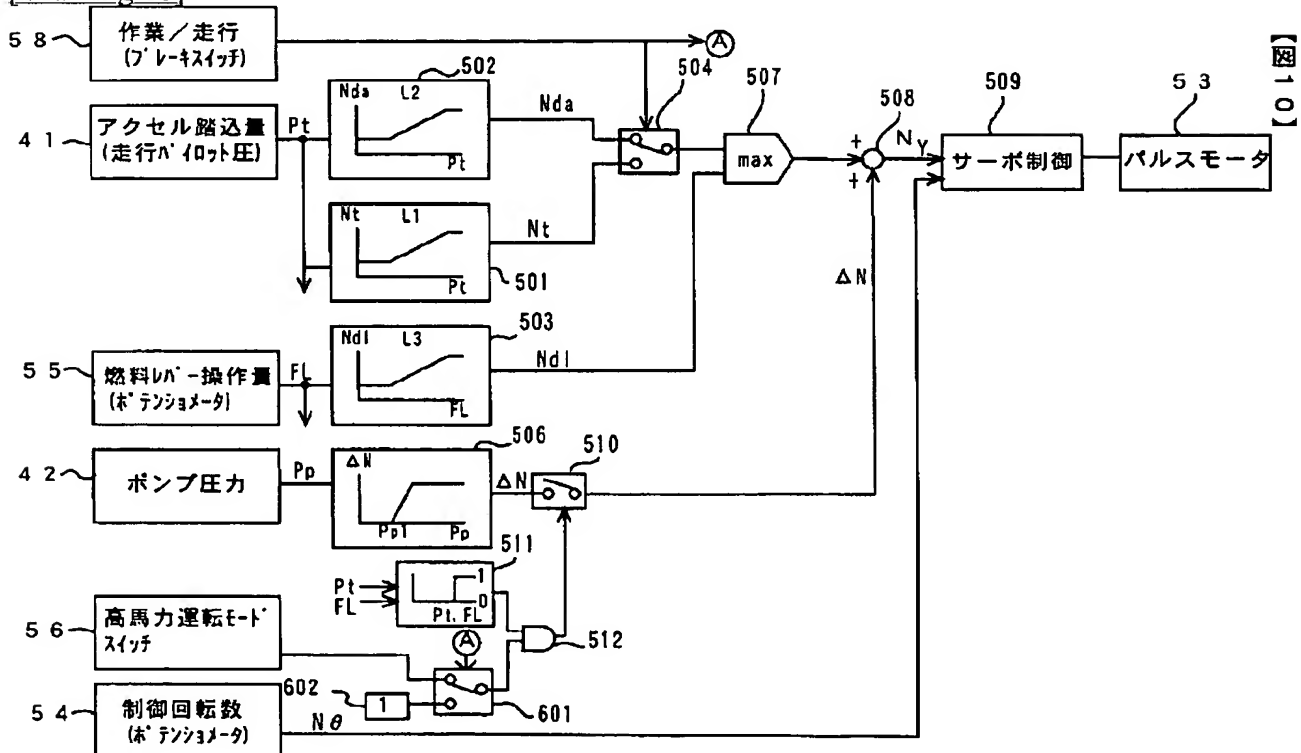
【図 9】



[Drawing 6]



[Drawing 10]



[Translation done.]

PATENT ABSTRACTS OF JAPAN

(11)Publication number : 2001-295682

(43)Date of publication of application : 26.10.2001

(51)Int.Cl.

F02D 29/04
E02F 9/20
E02F 9/22
F02D 29/00
F02D 29/02
F03C 1/26
F03C 1/36
F16H 61/42
F16H 61/46

(21)Application number : 2000-113926

(22)Date of filing : 14.04.2000

(71)Applicant : HITACHI CONSTR MACH CO LTD

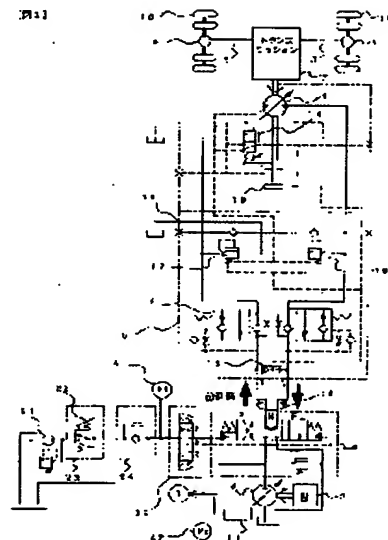
(72)Inventor : ICHIMURA KAZUHIRO
TATENO YOSHIHIRO

(54) HYDRAULIC TRAVELING VEHICLE

(57)Abstract:

PROBLEM TO BE SOLVED: To restrain variation in vehicle speed without conducting pump inclination in conducting the inclination control, in which when a traveling load is more than a designated value, the motor inclination is increased, and the high horse power operation control in which the engine rotating speed is increased under a prescribed condition.

SOLUTION: In the case where the high horse power operation mode is set, when the traveling pressure is more than a designated value and an accelerator pedal 22 is operated fully, the rotating speed of the engine is increased, and the inclination of a hydraulic motor 1 is increased. Accordingly, when the engine rotating speed is increased, the motor inclination is increased simultaneously, so that the variation in vehicle speed can be prevented, without having to reduce the flow of the pump 3. Thus, a pump regulator 11 can be constructed simply to conduct only the horse power control.



LEGAL STATUS

[Date of request for examination]

[Date of sending the examiner's decision of rejection]

[Kind of final disposal of application other than the examiner's decision of rejection or application converted registration]

[Date of final disposal for application]

[Patent number]

[Date of registration]

[Number of appeal against examiner's decision of rejection]

[Date of requesting appeal against examiner's decision of rejection]

[Date of extinction of right]

【特許請求の範囲】

【請求項1】原動機で駆動される可変容量油圧ポンプと、

前記可変容量油圧ポンプの傾転量を調節するポンプ傾転調節手段と、

前記可変容量油圧ポンプから吐出される圧油で駆動される可変容量油圧モータと、

前記可変容量油圧モータの駆動圧力があらかじめ定めた所定値以上になると、その駆動圧力に応じて前記可変容量油圧モータの傾転量を増減するモータ傾転調節手段と、

高馬力運転モードを設定するモード設定手段と、

前記原動機の回転数を調節する回転数調節手段と、

高馬力運転モード時に所定の条件が成立すると、前記回転数調節手段で調節される原動機回転数を前記駆動圧力に応じて増量する回転数増量手段とを有し、

前記回転数増量手段により前記原動機回転数が増量されるとき、前記モータ傾転調節手段により前記傾転量が増加されるように、前記モータ傾転調節手段と前記回転数増量手段を構成したことを特徴とする油圧走行車両。 20

【請求項2】請求項1の油圧走行車両において、

前記回転数増量手段は、前記可変容量油圧モータの傾転量が前記モータ傾転調節手段で調節されても、その可変容量油圧モータの回転数が一定となるように前記原動機の回転数を増加させることを特徴とする油圧走行車両。

【請求項3】請求項1または2の走行油圧車両において、

車速を検出する検出手段を備え、

前記回転数増量手段は、前記検出手段で検出された車速があらかじめ設定されている最高速度を越えないように、前記検出された車速に応じて前記原動機の回転数を制限することを特徴とする走行油圧車両。 30

【請求項4】請求項1～3のいずれかに記載の走行油圧車両において、

走行モードを設定する走行モード設定手段を備え、

前記回転数増量手段は、高馬力運転モードが設定されていない場合でも前記走行モードが設定されているときには、前記所定の条件が成立すると、前記回転数調節手段で調節される原動機回転数を前記駆動圧力に応じて増量することを特徴とする走行油圧車両。 40

【発明の詳細な説明】

【0001】

【産業上の利用分野】本発明は、ホイール式油圧ショベルなどの油圧走行車両に関する。

【0002】

【従来の技術】従来から、ホイール式油圧ショベルでは、走行時に高馬力運転を行う走行高馬力運転モードが設定可能とされている。この運転モードでは、アクセルペダルがフル操作されていること、および走行負荷が所定値以上であることを条件にして原動機回転数が所定量 50

増量されて出力馬力が大きくなる。

【0003】またこの種従来のホイール式油圧ショベルは、原動機で駆動される可変容量油圧ポンプと、アクチュエーターの負荷が原動機の馬力を越えないように可変容量油圧ポンプの傾転量を調節して馬力制御するポンプレギュレータと、可変容量油圧モータから吐出される圧油で駆動される可変容量油圧モータと、モータ駆動圧力が所定値以上になると可変容量油圧モータの傾転量を大きくするモータレギュレータと、高馬力運転の条件が成立したときに原動機回転数を増量する原動機回転数調節装置とを備えている。このホイール式油圧ショベルでは、高馬力運転により原動機回転数が増量されたときに車速が増加しないようにポンプ傾転を小さくする、車速制御も行っている。

【0004】

【発明が解決しようとする課題】しかしながら、上述したポンプ吐出圧力に応じて傾転量を調節する馬力制御と、上記高馬力運転時に車速を一定とする車速制御とを並行して行う必要がある。かかる制御を実現するためには、ポンプレギュレータを制御する比例電磁弁、ポンプ傾転を検出する傾転センサ、これらを制御するコントローラなどが必要とされ、コストが増加する問題がある。

【0005】本発明の目的は、走行負荷が所定値以上のときにモータ傾転量を大きくする傾転制御と所定の条件下で原動機回転数を増量する高馬力運転制御を行うにあたって、ポンプ傾転制御を行うことなく車速の変動を抑制することができる油圧走行車両を提供することにある。

【0006】

【課題を解決するための手段】実施の形態の図面に対応づけて本発明を説明する。

(1) 請求項1に記載の油圧走行車両は、原動機2で駆動される可変容量油圧ポンプ3と、可変容量油圧ポンプ3の傾転量を調節するポンプ傾転調節手段11と、可変容量油圧ポンプ3から吐出される圧油で駆動される可変容量油圧モータ1と、可変容量油圧モータ1の駆動圧力があらかじめ定めた所定値以上になると、その駆動圧力に応じて可変容量油圧モータ1の傾転量を調節するモータ傾転調節手段14、15と、高馬力運転モードを設定するモード設定手段56と、原動機2の回転数を調節する回転数調節手段53と、高馬力運転モード時に所定の条件が成立すると、回転数調節手段53で調節される原動機回転数を増量する回転数増量手段50とを有し、回転数増量手段50により原動機回転数が増量されるとき、モータ傾転調節手段14、15により傾転量が増加されるように、モータ傾転調節手段14、15と回転数増量手段50を構成し、これにより、上述した目的を達成する。

(2) 請求項2に記載の油圧走行車両は、請求項1の油圧走行車両において、回転数増量手段50は、可変容量

油圧モータ 1 の傾転量がモータ傾転調節手段 14、15 で調節されても、その可変容量油圧モータ 1 の回転数が一定となるように原動機 2 の回転数を増加させることを特徴とする。

(3) 請求項 3 に記載の油圧走行車両は、請求項 1 または 2 の走行油圧車両において、車速を検出する検出手段 59 を備え、回転数増量手段 50 は、検出手段 43 で検出された車速があらかじめ設定されている最高速度を越えないように、検出された車速に応じて原動機 2 の回転数を制限することを特徴とする。

(4) 請求項 4 に記載の油圧走行車両は、請求項 1 ~ 3 のいずれかに記載の走行油圧車両において、走行モードを設定する走行モード設定手段 58 を備え、回転数増量手段 50 は、高馬力運転モードが設定されていない場合でも走行モードが設定されているときには、上記所定の条件が成立すると、回転数調節手段 53 で調節される原動機回転数を駆動圧力に応じて増量することを特徴とする。

【0007】

【作用】ポンプ圧力が所定値以上になると油圧モータ 1 の傾転量が増加される。一方、高馬力運転モードが設定されていて所定の条件を満足すると、原動機 2 の回転数が増量される。原動機回転数が増量されるときにモータ傾転量も増加され、ポンプ流量を低減することなく車速の変動を抑制できる。その結果、ポンプ傾転調節手段は馬力制御だけを行う簡単な構造とすることができる。

【0008】なお、本発明の構成を説明する上記課題を解決するための手段の項では、本発明を分かり易くするために実施の形態の図を用いたが、これにより本発明が実施の形態に限定されるものではない。

【0009】

【実施の形態】図 1 ~ 図 9 により本発明をホイール式油圧ショベルに適用した場合について説明する。ホイール式油圧ショベルは、走行体上に旋回体を旋回可能に搭載し、この旋回体に作業用アタッチメントを取付けたものである。走行体には図 1 に示す走行油圧回路で駆動される走行用可変容量油圧モータ 1 が設けられている。

【0010】図 1 に示すように、エンジン（原動機）2 により駆動されるメインポンプ 3 からの吐出油は、コントロールバルブ 4 によりその方向および流量が制御され、カウンタバランスバルブ 5 を内蔵したブレーキバルブ 6 を経て走行モータ 1 に供給される。走行モータ 1 の出力軸にはトランスミッション 7 が連結されている。走行モータ 1 の回転はトランスミッション 7、プロペラシャフト 8、アクスル 9 を介してタイヤ 10 を駆動しホイール式油圧ショベルが走行する。

【0011】メインポンプ 3 の押除け容積（傾転角、傾転量あるいは単に傾転ともいう）はポンプ吐出圧力に応じてレギュレータ 11 で調節される。レギュレータ 11 にはトルク制限部が設けられ、このトルク制限部にポン

プ吐出圧力がフィードバックされていわゆる馬力制御が行なわれる。馬力制御とは図 2 に示すようないわゆる $P-q$ 制御であり、ポンプ吐出圧力とポンプ押除け容積とで決定される負荷がエンジン出力を上回らないように、ポンプ押除け容積を制御するものである。また、レギュレータ 11 には最大傾転制限部が設けられ、この最大傾転制限部によりメインポンプ 3 の最大流量が決定される。

10 【0012】ポンプレギュレータ 11 は、常時はポンプ斜板を最大傾転制限部に付勢するバネを備えている。上記フィードバックポンプ圧力がレギュレータ 11 に導かれると、バネ力に抗して斜板が駆動され、図 2 の $P-q$ 線図に沿ってポンプ傾転量が低減される。ポンプ圧力が P_c 以下の領域では、斜板は最大傾転制限部で制限され、ポンプ傾転は最大傾転 q_{pmax} となる。

【0013】コントロールバルブ 4 はパイロット回路からのパイロット圧力によって、その切換方向とストローク量が制御される。このストローク量を調節することにより車両の走行速度を制御することができる。パイロット回路は、パイロットポンプ 21 と、アクセルペダル 22 の踏み込みに応じてパイロット 2 次圧力を発生する走行パイロットバルブ 23 と、このパイロットバルブ 23 に後続しパイロットバルブ 23 への戻り油を遅延するスローリターンバルブ 24 と、このスローリターンバルブ 24 に後続し車両の前進、後進、中立を選択する前後進切換バルブ 25 とを有する。この前後進切換バルブ 25 は後述する前後進スイッチにより切り換えられる電磁切換弁である。

30 【0014】図 1 は前後進切換バルブ 25 が中立（N 位置）、走行パイロットバルブ 23 が操作されていない状態を示しており、したがって、コントロールバルブ 4 が中立位置にあって、メインポンプ 3 からの圧油はタンクに戻り車両は停止している。前後進切換バルブ 25 を前進（F 位置）または後進（R 位置）に切り換え、アクセルペダル 22 を踏み操作すると、踏み量に応じたパイロット 2 次圧力が発生する。アクセルペダル 22 の操作に比例して発生するパイロット圧は前後進切換バルブ 25 を通って前進側パイロット圧油と後進側パイロット圧油として出力され、コントロールバルブ 4 のパイロットポートに作用する。コントロールバルブ 4 は、パイロット圧に応じたストローク量で切り換わる。コントロールバルブ 4 の切り替えにより、メインポンプ 3 からの吐出油がコントロールバルブ 4、センタージョイント 12、ブレーキバルブ 6 を経由して走行モータ 1 に導かれ、走行モータ 1 が駆動されてホイール式油圧ショベルが走行する。走行パイロット圧油は図 1 の圧力センサ 41 で検出され、後述するパイロット圧力信号 P_t として出力される。

50 【0015】走行モータ 1 は自己圧傾転制御機構を備えており、ポンプ圧力 P_p とモータ傾転量 q_m の関係を示

す特性線図である図3(a)に示すように、ポンプ圧力が $P_{p1} \sim P_{p2}$ の間で、モータ傾転量 q_m は q_{mmax} と q_{mmin} との間でポンプ圧力に依存して増減する。駆動圧が所定値以上になるとその圧力が高くなるにつれて容積を大きくして低速・高トルクで駆動し、駆動圧が低くなるにつれ容積を小さくし高速・低トルクで駆動する。駆動圧はシャトルバルブ13から走行モータ1のコントロールピストン14、サーボピストン15に作用する。走行駆動圧力は、ポンプ圧力 P_p として圧力センサ42で検出されて出力される。後述するように、高馬力運転モード時にエンジン回転数が増量され始めるポンプ圧力も P_{p1} である。

【0016】走行中にアクセルペダル22を離すと走行パイロットバルブ23がパイロットポンプ21からの圧油を遮断し、その出口ポートがタンクと連通される。この結果、コントロールバルブ4のパイロットポートに作用していた圧油が前後進切換バルブ25、スローリターンバルブ24、走行パイロットバルブ23を介してタンクに戻る。このとき、スローリターンバルブ24の絞りにより戻り油が絞られるから、コントロールバルブ4は徐々に中立位置に切り換わる。コントロールバルブ4が中立位置に切り換わると、メインポンプ3からの吐出油はタンクへ戻り、走行モータ1への圧油(駆動圧)の供給が遮断され、カウンタバランスバルブ5も図示の中立位置に切り換わる。

【0017】この場合、車体は車体の慣性力により走行を続け、走行モータ1はモータ作用からポンプ作用に変わり、図中Bポート側が吸入、Aポート側が吐出となる。走行モータ1からの圧油は、カウンタバランスバルブ5の絞り(中立絞り)により絞られるため、カウンタバランスバルブ5と走行モータ1との間の圧力が上昇して走行モータ1にブレーキ圧として作用する。これにより走行モータ1はブレーキトルクを発生し車体を制動させる。ポンプ作用中に吸入油量が不足すると、走行モータ1にはメイクアップポート16より油量が補充される。ブレーキ圧はリリーフバルブ17、18により、その最高圧力が規制される。

【0018】リリーフバルブ17、18の戻り油は走行モータ1の吸入側に導かれているので、リリーフ中はモータ内部で閉回路となり、作動油温が上昇し機器に悪影響を及ぼすおそれがある。そのため、カウンタバランスバルブ5の中立絞りから小流量の圧油を逃がしてコントロールバルブ4に導き、コントロールバルブ4内ではA、Bポートを連通し(A-B連通)、再度、走行モータ1吸入側に戻す循環回路を形成し、作動油温を冷却している。

【0019】下り坂でアクセルペダル22を離している場合は、上述した減速時同様、油圧ブレーキが発生し、車両を制動させながら慣性走行で坂を下る。降坂時は、アクセルペダル22を踏み込み操作している場合でもカウ

ンタバランスバルブ5が作動し、メインポンプ3から走行モータ1への流入流量に応じたモータ回転速度(走行速度)になるよう油圧ブレーキ圧を発生させる。

【0020】ホイール式油圧ショベルの作業アタッチメントはたとえば、ブーム、アーム、バケットからなる。運転室にはアーム用、ブーム用およびバケット用のパイロット操作レバーが設けられている。図4は作業アタッチメント油圧回路を代表してブーム油圧回路を示している。ブーム操作レバー31を操作すると、その操作量に応じて減圧弁(パイロットバルブ)32で減圧された圧力により油圧パイロット切換式のブーム用制御弁33が切換わり、メインポンプ3からの吐出油が制御弁33を介してブームシリンダ34に導かれ、ブームシリンダ34の伸縮によりブームが昇降する。ブーム操作レバー31をブーム上げ側に操作するとブームシリンダ34のボトム側にブーム上げパイロット圧油が供給され、ブーム下げ側に操作するとブームシリンダ34のロッド側にブーム下げパイロット圧油が供給される。

【0021】図1および図4では図示を省略するが、ブームレバー31やアクセルペダル22の他に、アームレバー、バケットレバー、旋回レバーが設けられ、ブームレバー31と同様に各レバーの操作量に応じたパイロット圧油を吐出する減圧弁(パイロット弁)と、その吐出パイロット圧油でそれぞれ切換えられる制御弁と、制御弁からの圧油で駆動されるアクチュエータとを備えている。

【0022】図5はエンジン回転数を制御する制御回路のブロック図であり、CPUなどで構成されるコントローラ50により各機器が制御される。エンジン2のガバナ51は、リンク機構52を介してパルスモータ53に接続され、パルスモータ53の回転によりエンジン2の回転数が制御される。すなわち、パルスモータ53の正転で回転数が上昇し、逆転で低下する。このパルスモータ53の回転は、コントローラ50からの制御信号により制御される。ガバナ51にはリンク機構52を介してポテンシオメータ54が接続され、このポテンシオメータ54によりエンジン2の回転数に応じたガバナレバー角度を検出し、エンジン制御回転数 N_θ としてコントローラ50に入力される。コントローラ50にはまた、運転室に設けられた燃料レバー55aの手動操作に応じた目標回転数 F_L を指令するポテンシオメータ55と、高馬力運転モードを指令するスイッチ56と、前後進切換バルブ25をN、F、R位置に切換え指令する前後進切換スイッチ57と、ブレーキスイッチ58とがそれぞれ接続されている。

【0023】ブレーキスイッチ58は走行、作業および駐車位置に切換えられて作業/走行信号を出力する。走行位置に切換えられると駐車ブレーキを解除し、ブレーキペダルによりサービスブレーキの作動を許容する。作業位置に切換えられると駐車ブレーキとサービスブレー

キを作動する。駐車位置に切換えられると駐車ブレーキを作動する。

【0024】また図5において、コントローラ50には、走行パイロット圧力 P_t を検出するパイロット圧力センサ41と、走行駆動圧力であるポンプ圧力 P_p を検出するポンプ圧力センサ42と、車速を検出する車速センサ43とがそれぞれ接続されている。運転室のスピードメータの指針は車速センサ43で検出された車速に応じて検出される。

【0025】図6はコントローラ50の詳細を説明する概念図である。関数発生器501はアクセルペダル踏み込み量に比例した走行用目標エンジン回転数 N_t を出力し、関数発生器502はアクセルペダル踏み込み量に比例した作業用目標エンジン回転数 N_{da} を出力し、関数発生器503は燃料レバー55aの操作量に比例した目標エンジン回転数 N_{dl} を出力する。

【0026】すなわち、関数発生器501、502は、走行パイロット圧力センサ41で検出されるパイロット圧 P_t とエンジン2の目標回転数を対応付けた関数（回転数特性） L_1 、 L_2 によって定まる走行目標回転数 N_t と作業アクセル目標回転数 N_{da} を出力する。関数発生器503は、燃料レバー55aの操作量に依存した信号 F_L とエンジン2の目標回転数を対応付けた関数（回転数特性） L_3 によって定まる作業レバー目標回転数 N_{dl} を出力する。

【0027】関数発生器501から出力される走行アクセル用目標回転数特性 L_1 による目標回転数 N_t と、関数発生器502から出力される作業アクセル用目標回転数特性 L_2 による目標回転数 N_{da} とを、ブレーキスイッチ58で切り換えられる選択スイッチ504で選択する。選択スイッチ504はブレーキスイッチ58から出力される作業／走行信号により切換えられる。すなわち、選択スイッチ504はブレーキスイッチ58が走行位置に切換えられているときは特性 L_1 を選択し、作業位置が切換えられているときは特性 L_2 を選択する。選択スイッチ504で選択された目標回転数は最大値選択回路507に入力され、関数発生器503から出力される燃料レバー用特性 L_3 による目標回転数 N_{dl} と比較される。最大値選択回路507は2入力のうち大きい方を選択する。

【0028】図7を参照して特性 $L_1 \sim L_3$ について詳細に説明する。特性 L_1 はアクセルペダル22の踏み込み量に依存する走行に適した走行用目標回転数特性であり、特性 L_2 はアクセルペダル22の踏み込み量に依存する作業に適した作業用目標回転数特性である。作業とは、作業用アタッチメントを使用する掘削作業などをいう。特性 L_1 は L_2 よりも目標回転数の立上り、すなわち傾きが急峻となっており、特性 L_1 のアイドル回転数 N_{tid} および最高回転数 N_{tmax} は特性 L_2 のアイドル回転数 N_{did} および最高回転数 N_{dmax} よりもそれぞれ高く

設定されている。特性 L_3 は燃料レバー55aの操作量に依存する作業に適した作業用回転数特性である。特性 L_2 、 L_3 は、その傾き、すなわち操作量に対するエンジン回転数の変化量を等しくするとともに、アイドル回転数 N_{did} と、フル操作に対する目標回転数 N_{dmax} も等しくされている。そして、走行時および作業アクセル時、高馬力運転モードが設定され負荷圧力が所定値以上の場合にのみ、アクセルペダル22がフル操作されたときに ΔN だけ回転数を増量するようにした。

【0029】図6において、高馬力運転条件が成立したとき、最大値選択回路507から出力される目標回転数は、回転数補正值演算部506から出力される回転数増量分 ΔN と加算点508で加算され、目標回転数 N_y としてサーボ制御部509に入力される。

【0030】回転数補正值演算部506には、圧力センサ42の出力である油圧ポンプ3の吐出圧力 P_p が入力され、吐出圧力 P_p に応じた回転数増量 ΔN が出力される。この回転数補正值 ΔN はスイッチ510が閉じているときに加算点508に出力される。関数発生器511は、アクセルペダル22や燃料レバー55aが所定値以上操作されたとき、たとえばフル操作されたときにハイレベル信号を出力する。アンドゲート512は、高馬力運転モードスイッチ56がオペレータによりオンされ、かつアクセルペダル22がフル操作されて関数発生器511からハイレベル信号が出力されるとハイレベル信号を出力してスイッチ510を閉じる。

【0031】図6に示すように、加算点508から出力される目標回転数指令値 N_y はサーボ制御部509でポテンショメータ54により検出したガバナレバーの変位量に相当する制御回転数 N_θ と比較され、図8に示す手順にしたがって両者が一致するようにバルスマータ53が制御される。

【0032】図8において、まずステップS21で目標回転数指令値 N_y と制御回転数 N_θ とをそれぞれ読み込み、ステップS22に進む。ステップS22では、 $N_\theta - N_y$ の結果を回転数差 A としてメモリに格納し、ステップS23において、予め定めた基準回転数差 K を用いて、 $|A| \geq K$ か否かを判定する。肯定されるとステップS24に進み、回転数差 $A > 0$ か否かを判定し、 $A > 0$ ならば制御回転数 N_θ が目標回転数指令値 N_y よりも大きい、つまり制御回転数が目標回転数よりも高いから、エンジン回転数を下げるためステップS25でモータ逆転を指令する信号をバルスマータ53に出力する。これによりバルスマータ53が逆転しエンジン2の回転数が低下する。

【0033】一方、 $A \leq 0$ ならば制御回転数 N_θ が目標回転数指令値 N_y よりも小さい、つまり制御回転数が目標回転数よりも低いから、エンジン回転数を上げるためステップS26でモータ正転を指令する信号を出力する。これにより、バルスマータ53が正転し、エンジン

2の回転数が上昇する。ステップS23が否定されるとステップS27に進んでモータ停止信号を出力し、これによりエンジン2の回転数が一定値に保持される。ステップS25～S27を実行すると始めに戻る。

【0034】以上のように構成された原動機回転数制御装置の動作について更に具体的に説明する。図6において、走行時は、ブレーキスイッチ58により選択スイッチ504が目標回転数特性L1により設定される目標回転数 N_t を選択する。走行時は燃料レバー55aが最小操作位置に固定されているから、加算点508から出力される目標回転数 N_y は、特性L1による目標回転数 N_t + 回転数増量 ΔN である。高出力運転モードスイッチ56がオフされているとき、もしくはオンされていてもアクセルペダル22がフル操作されていないとき、あるいはポンプ圧力 P_p が所定値 P_{p1} 未満のときは $\Delta N = 0$ であり、目標回転数 $N_y = N_t$ である。

【0035】高出力運転モードスイッチ56がオンされてアクセルペダル22がフル操作されているとき、圧力センサ42で検出された油圧ポンプ3の吐出圧力 P_p が所定値 P_{p1} (図3、図6)を越えると、その圧力 P_p に

応じた回転数補正值 ΔN が関数発生器506から出力される。

【0036】したがって、高馬力運転モードが設定されている場合、アクセルペダル22がフル操作されて負荷圧力 P_p が所定値 P_{p1} 以上であれば、目標回転数指令値 N_y は目標回転数 N_t よりも ΔN 高くなり、エンジン2の実際の回転数もそれに依りて上昇し、油圧ポンプ3の吐出流量が増加する。

【0037】一方、図3(a)に示すように、走行用油圧モータ1の傾転量はポンプ圧力 P_p が P_{p1} に達するまでは最小傾転 q_{min} であり、ポンプ圧力 P_p が所定値 P_{p1} を越えると、モータ傾転量 q_m はポンプ圧力に依りて増加する。したがって、ポンプ圧力 P_p が P_{p1} 以上の領域ではポンプ圧力に依りて走行トルクが大きくなる。また、高馬力運転モード時にアクセルペダル22がフル操作されてポンプ圧力 P_p が P_{p1} 以上になったときにエンジン回転数が ΔN 増量されても、車速が増量分だけ増速されるおそれがなく、走行操作性が向上する。

【0038】次に、作業時に燃料レバー55aを最小操作位置に設定してアクセルペダル22によりエンジン回転数を調節する場合、換言すると、作業アクセル時について説明する。作業時は、ブレーキスイッチ58により選択スイッチ504が目標回転数特性L2で設定される目標回転数 N_{da} を選択する。燃料レバー55aは最小操作位置に固定されているから、加算点508から出力される目標回転数 N_y は、特性L2による目標回転数 N_{da} + 回転数増量 ΔN である。高出力運転モードスイッチ56がオフされているとき、もしくはオンされていてもアクセルペダル22がフル操作されていないとき、あるい

はポンプ圧力 P_p が所定値 P_{p1} 未満のときは $\Delta N = 0$ であり、目標回転数 $N_y = N_{da}$ である。

【0039】高出力運転モードスイッチ56がオンされてアクセルペダル22がフル操作されているとき、圧力センサ42で検出された油圧ポンプ3の吐出圧力 P_p が所定値 P_{p1} (図3(a)、図6)を越えると、その圧力 P_{p1} に応じた回転数補正值 ΔN が関数発生器506から出力される。したがって、作業アクセル時にも所定の条件が整うと高馬力運転が行われる。

【0040】作業時に燃料レバー55aによりエンジン回転数を調節する場合について説明する。作業時、ブレーキスイッチ58により選択スイッチ504は目標回転数特性L2で設定される目標回転数 N_{d1} を選択する。関数発生器503は燃料レバー55aの操作量に応じた目標回転数 N_{d1} を出力する。選択スイッチ504から出力される目標回転数 N_{da} はアクセルペダル22が操作されない限りアイドル回転数 N_{did} であり、加算点508から出力される目標回転数 N_y は、特性L3による目標回転数 N_{d1} である。高馬力運転モード時には上述したと同様な条件により、エンジン回転数が ΔN 増量される。

【0041】このように、この第1の実施の形態では、モータ駆動圧力 P_p が P_{p1} 以上になるとモータ傾転量の増加を開始するとともに、そのとき高馬力運転の条件であるアクセルペダルフル操作が行われていれば、ポンプ圧力 P_p が P_{p1} 以上になったときにエンジン回転数の増量も開始する。したがって、ポンプレギュレータ11はポンプ圧力と対抗するバネによる馬力制御を行う簡単な構造にでき、コスト低減を図ることができる。

【0042】すなわち、従来は、図9に示すように、モータ駆動圧力 P_p によるモータ傾転開始点 P_{s1} とエンジン回転数増量開始点 P_{s2} ($< P_{s1}$) が異なっていた。そのため、ポンプ圧力 P_p が所定値 P_{s2} を越えてエンジン回転数増量が開始されたとき、油圧モータの回転数が変化して車速が増速されないように、ポンプ傾転を小さくする制御が不可欠であった。この点、以上説明した実施の形態では、図3(a)、(b)に示すように、モータ傾転変更開始圧力とエンジン増速開始圧力をともに P_{p1} とした。このため、モータ傾転が増加してもエンジン回転数が増速されるので、従来に比べれば油圧モータの回転数の変動、すなわち車速の変動を小さくでき、ポンプ傾転を調節する必要がある。したがって、上述したように、ポンプレギュレータの構造を簡単なものにでき、コスト低減が可能となる。

【0043】以上の実施の形態において、モータ駆動圧力 P_p が P_{p1} 以上でモータ傾転制御が始まるとエンジン回転数も増量されるが、モータ傾転とエンジン回転数の双方を調節しても油圧モータ1の回転数変動、すなわち車速変動がゼロとなるように、次式(1)によりエンジン回転数の増量分 ΔN を決定するのが好ましい。なお、この場合、車速センサ43で検出された車速を使用

するが、ホイール式油圧ショベルではスピードメータ用に車速センサ43が標準装備されている。

【0044】

$$【数1】 \Delta N = (V dt / q m) - N \theta \quad (1)$$

ただし、 $N \theta$ はセンサ54で検出されるエンジン制御回転数である。 $V dt$ はポンプ圧力 $P p$ が $P p 1$ のときに車速センサ43で検出される車速である。 $q m$ は増加後のモータ傾転であり図3から次式で表される。

$$【数2】 q m = q m min + \{ (P p - P p 1) \times (q m max - q m min) / (P p 1 - P p 2) \}$$

【0045】なお、車速センサで検出された車速を使用せずに同様な制御を行うこともできる。すなわち、ポンプ圧力 $P p$ が $P p 1$ を越えたときのモータ傾転の増加分を $\Delta q m$ 、エンジン回転数の増量分を ΔN 、このときのポンプ傾転を $q p$ とすれば、 $\Delta q m$ により変動する速度成分 ΔV は、

$$【数3】 \Delta V = q p \times \Delta N / \Delta q m \quad (2)$$

で表される。(2)式において ΔV をゼロとおくと、

$$【数4】 \Delta N = \Delta q m / q p \quad (3)$$

と表される。したがって、 $\Delta q m$ となるポンプ圧力におけるポンプ傾転 $q p$ を傾転センサで検出し、図3から算出される $\Delta q m$ とともに(3)式から ΔN を算出する。

【0046】さらに、上記(1)式あるいは(3)式で ΔN を算出してエンジン回転数を増量する際、車速センサ43で検出される車速があらかじめ定めた最高車速(法定最高速度) $V max$ を越えないように制限をかけるのが好ましい。なお上記(1)、(2)式ではトランスミッションの変速比を無視した。

【0047】なお、図10のように、高馬力運転モードスイッチ56とアンドゲート512との間に、走行モード信号により切換えられるスイッチ601とハイレベル信号出力回路602を設けてもよい。すなわち、走行信号によりスイッチ601をハイレベル信号出力回路602側に切換えることにより、走行時は、高馬力運転モードスイッチ56を操作し忘れた場合でも、高馬力運転モードと同様のエンジン回転数増量制御が実現できる。

【0048】以上では、モータ傾転の増加開始圧力と高馬力運転モード時の回転数増量開始圧力を同一の圧力 $P p 1$ としたが、エンジン回転数の増量に伴う車速変動の影響が許容できる範囲では、上記開始圧力を厳密に同一にする必要はない。また以上では、アクセルペダルまたは燃料レバーの操作量に応じてエンジン目標回転数を設定する例を示したが、アップダウンスイッチでエンジン目標回転数を設定するものにも本発明を適用することができる。また、ホイール式油圧ショベル以外の油圧走行車両にも本発明を同様に適用できる。

【0049】以上の実施の形態において、レギュレータ11がポンプ傾転調節手段を、油圧シリンダ15などがモータ傾転調節手段を、パルスモータ53などが回転数

調節手段を、コントローラ50の回転数補正值演算部506などが回転数増量手段を、高馬力運転モードスイッチ56がモード設定手段をそれぞれ構成する。また、ブレーキスイッチ58が走行モード設定手段であり、ブレーキスイッチ58から出力される走行信号が走行モード信号である。

【0050】

【発明の効果】以上説明したように本発明によれば、高馬力運転において原動機回転数の増量が行われると、走行負荷に依存するモータ傾転量の増加も行われる。したがって、エンジン回転数が増量されると同時にモータ傾転量も大きくなり、ポンプ流量を低減することなく車速の変動を防止できる。その結果、ポンプ傾転調節手段は馬力制御だけを行う簡単な構造とすることができる。とくに請求項2の発明のようにすれば、車速変動をほぼゼロにできる。また、請求項3の発明によれば、高馬力運転時に法定最高速度を確実に制限することができる。さらに、請求項4の発明のようにすれば、高馬力運転モードを設定し忘れた場合でも走行モード設定により、原動機回転数の増量制御が実現できる。

【図面の簡単な説明】

【図1】実施の形態に係るホイール式油圧ショベルの油圧回路図

【図2】図1の可変容量油圧ポンプの $P-q p$ 線図

【図3】図1の可変容量油圧モータの $P-q m$ 線図

【図4】作業機油圧回路のうちブーム回路を示す図

【図5】エンジン回転数を制御する制御回路を説明する図

【図6】図5に示す制御回路の詳細を説明する図

【図7】アクセルペダルと燃料レバーにより設定される回転数特性を説明するグラフ

【図8】エンジン回転数の制御手順を示すフローチャート

【図9】従来のポンプ圧力 P —モータ傾転 $q m$ の特性とポンプ圧力 P —回転数増量 ΔN の特性を説明する図

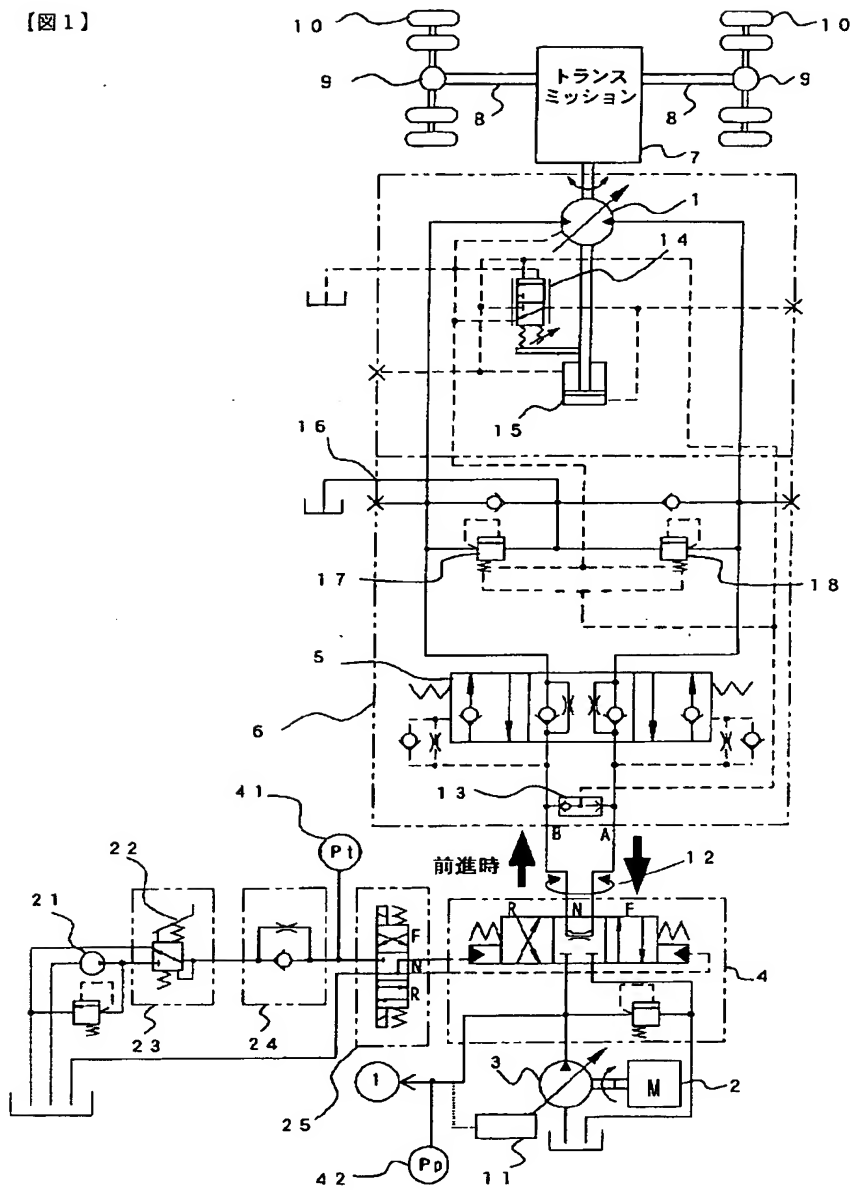
【図10】図6のコントローラの他の例を示すブロック図

【符号の説明】

- | | |
|-------------------|-------------|
| 1：走行用油圧モータ | 2：エンジン |
| 3：可変容量油圧ポンプ | 4：制御弁 |
| 22：アクセルペダル | 41、42：圧力センサ |
| 50：コントローラ | 53：パルスモータ |
| 55：ポテンシオメータ | 55a：燃料レバー |
| 56：高馬力運転モード選択スイッチ | |
| 58：ブレーキスイッチ | |
| 501～503：関数発生器 | 509：サーボ制御部 |
| 506：回転数補正值演算部 | 508：加算器 |

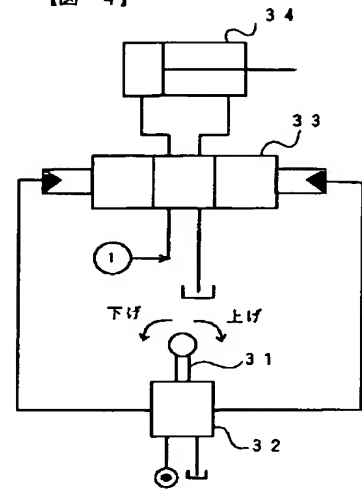
【図1】

【図1】



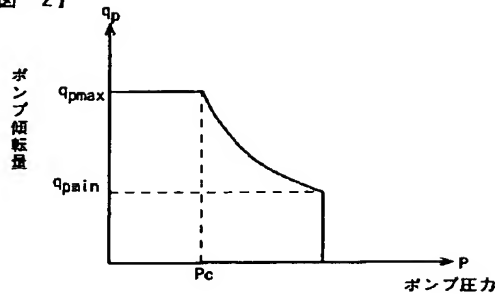
【図4】

【図4】



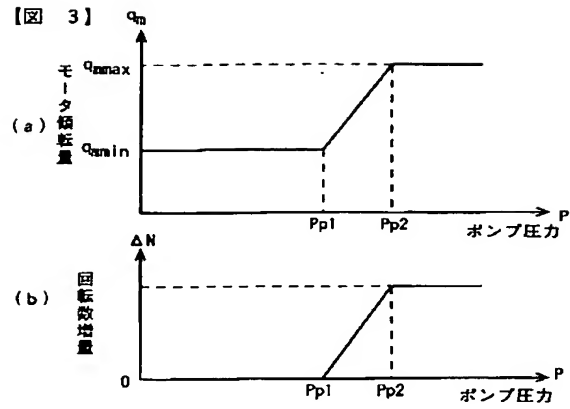
【図2】

【図2】



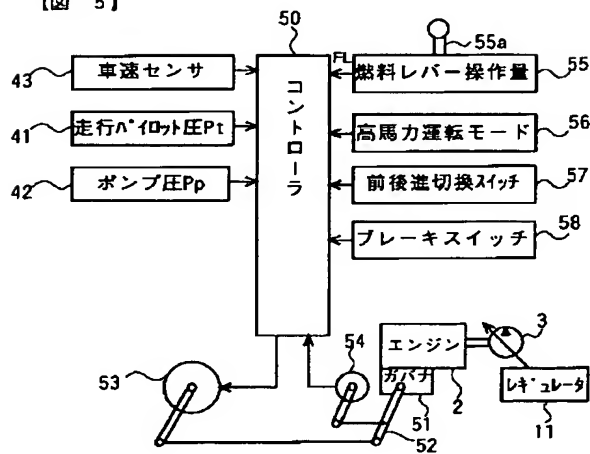
【図3】

【図3】



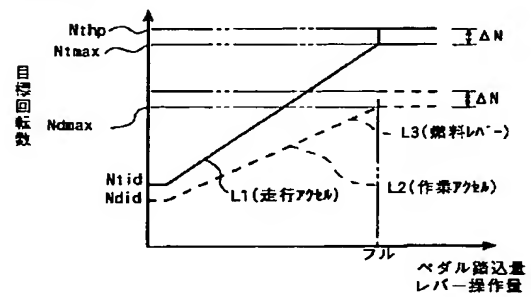
【図5】

【図5】



【図7】

【図7】

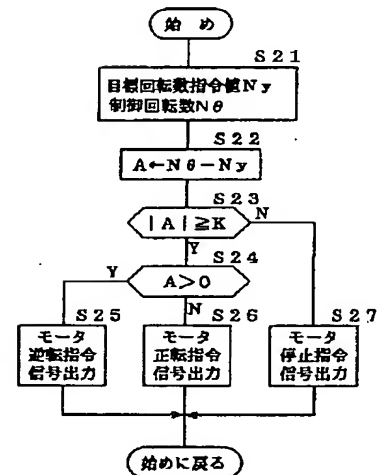
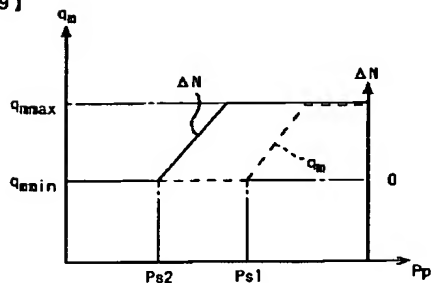


【図8】

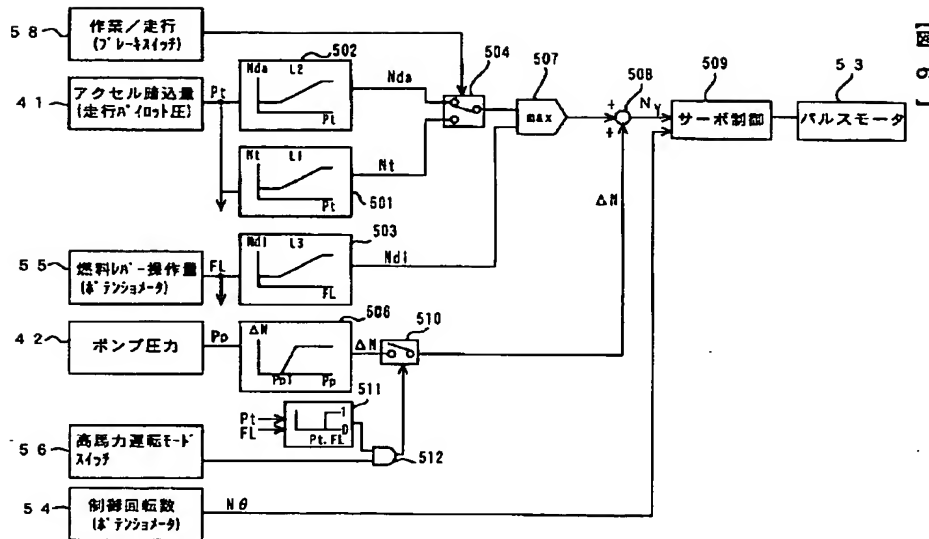
【図8】

【図9】

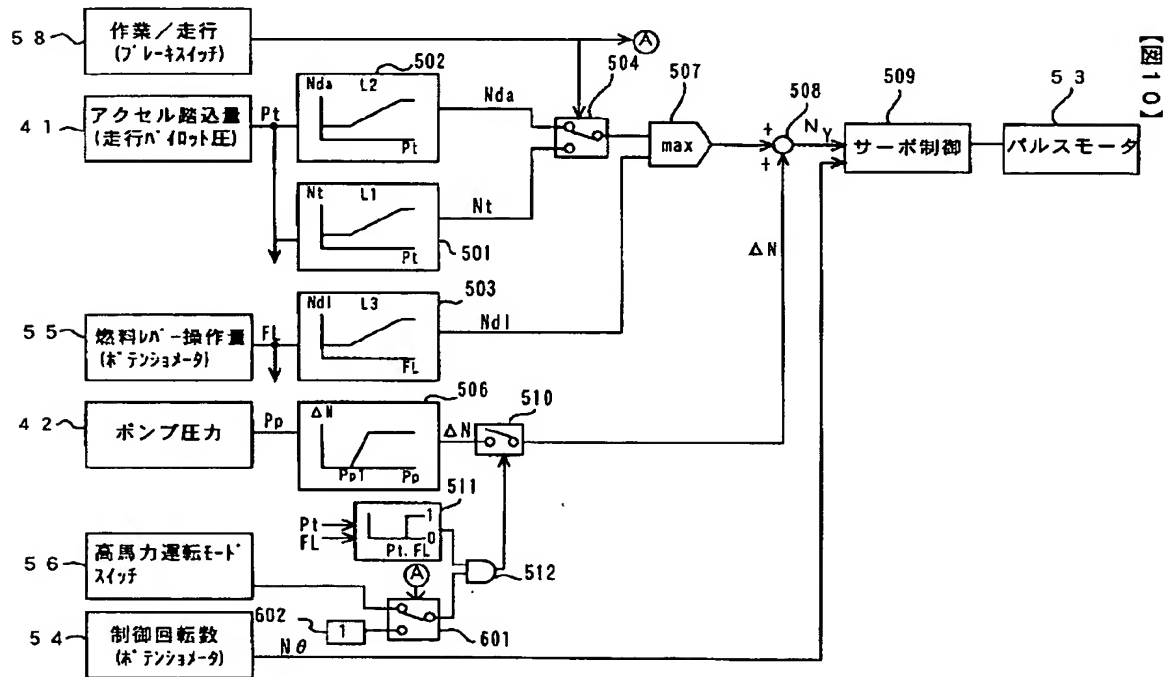
【図9】



【図6】



【図10】



フロントページの続き

| (51)Int.Cl. | 識別記号 | F I | ターマコード (参考) |
|---------------|-------|---------------|-------------|
| F 0 2 D 29/02 | 3 1 1 | F 0 2 D 29/02 | 3 1 1 F |
| F 0 3 C 1/26 | | F 0 3 C 1/26 | |
| 1/36 | | 1/36 | |
| F 1 6 H 61/42 | | F 1 6 H 61/42 | B |
| | | | E |
| 61/46 | | 61/46 | A |

F ターム (参考) 2D003 AA01 AB01 AB06 BB07 DA03
 DA04 DB02 DB03 DC02 FA02
 3G093 AA10 AA15 BA02 BA07 BA15
 CA07 CA08 CB03 CB11 DA01
 DA06 DB05 DB07 DB15 DB23
 EA03 EA05 EB06 EB07 EC02
 EC04 FA01 FA05 FA07 FA08
 FA10 FA12 FB01 FB02
 3H084 AA06 AA16 AA43 AA45 BB12
 BB13 CC39 CC47 CC48 CC53
 3J053 AA02 AB02 AB31 AB33 AB39
 DA06

**This Page is Inserted by IFW Indexing and Scanning
Operations and is not part of the Official Record**

BEST AVAILABLE IMAGES

Defective images within this document are accurate representations of the original documents submitted by the applicant.

Defects in the images include but are not limited to the items checked:

☐ BLACK BORDERS

☒ IMAGE CUT OFF AT TOP, BOTTOM OR SIDES

☐ FADED TEXT OR DRAWING

☒ BLURRED OR ILLEGIBLE TEXT OR DRAWING

☐ SKEWED/SLANTED IMAGES

☐ COLOR OR BLACK AND WHITE PHOTOGRAPHS

☐ GRAY SCALE DOCUMENTS

☐ LINES OR MARKS ON ORIGINAL DOCUMENT

☐ REFERENCE(S) OR EXHIBIT(S) SUBMITTED ARE POOR QUALITY

☐ OTHER: _____

IMAGES ARE BEST AVAILABLE COPY.

As rescanning these documents will not correct the image problems checked, please do not report these problems to the IFW Image Problem Mailbox.